Beiträge zur Frage der Druckverluste bei Hochofen-Gebläsemaschinen.

Von der

Königlichen Technischen Hochschule zu Breslau

zur

Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs

genehmigte

Dissertation

Vorgelegt von

Dipl.-Ing. **Hinko Fischer**
aus Jurjewski-Sawod, Südrußland.

Referent:
Professor **O. Simmersbach.**

Korreferent:
Professor Dr.-Ing. **Baer.**

Tag der mündlichen Prüfung: **20. Juni 1913.**

Düsseldorf
Verlag Stahleisen m. b. H.
1914.

Beiträge zur Frage der Druckverluste bei Hochofen-Gebläsemaschinen.

Von der

Königlichen Technischen Hochschule zu Breslau

zur

Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs

genehmigte

Dissertation

ACAD.
LUGD.BAT.
BIBL.

Vorgelegt von

Dipl.-Ing. **Hinko Fischer**
aus Jurjewski-Sawod, Südrußland.

Referent:
Professor **O. Simmersbach.**

Korreferent:
Professor Dr.-Ing. **Baer.**

Tag der mündlichen Prüfung: **20. Juni 1913.**

Düsseldorf
Verlag Stahleisen m. b. H.
1914.

Referent: Professor Simmersbach.
Korreferent: Professor Dr.-Ing. Baer.

Herrn Direktor A. Jourjon

Jurjewski-Sawod.

Digitized by the Internet Archive
in 2026

https://archive.org/details/IA41549813_0057

Bei den Hochofen-Gebläsemaschinen, besonders bei den Kolbengebläsen, ist der Einbau bzw. die Ausführung der Ein- und Auslaßorgane des Windes von großer Bedeutung, weil hierdurch die Druckverluste erheblich beeinflußt werden können.

Nicht allein der Druckverlust in den Abschlußorganen selbst verdient das Interesse der Hüttenleute, sondern nicht minder auch der Einfluß, den dieser Druckverlust auf den Betrieb der Gebläsemaschinen ausübt; häufig wird dieses Moment im Betriebe außer acht gelassen, obwohl sich durch seine Beachtung manche Ersparnisse erzielen lassen.

So wichtig aber auch alle Mitteilungen über die Druckverluste bei den Hochofengebläsen sind, so erhält man doch für die Praxis brauchbare Zahlen nur, wenn die Untersuchungen im Großen angestellt werden unter gleichzeitiger Berücksichtigung der Hochofenbetriebsverhältnisse. In diesem Sinne sind auch die nachstehenden Versuche durchgeführt worden, die einen Beitrag zur Aufklärung der Druckverluste geben sollen.

Versuche.

a) Gebläsemaschinen.

Von besonderer Wichtigkeit für die Aufklärung der Druckverluste war es, verschiedene Gebläsemaschinen d. h. verschiedene Bauarten von Gebläsezylinder-Ein- und Auslaßorganen, die unter gleichen Verhältnissen arbeiten, zu untersuchen, um genügend Vergleiche anstellen zu können; hierzu bot sich auf den Donetz-Jurjewka-Hüttenwerken in Süd-Rußland eine äußerst günstige Gelegenheit, wie aus nachstehender Aufstellung ersichtlich.

Die Versuche wurden durchgeführt an:

1. Drei Dampfkolbengebläsemaschinen — Anordnung der Dampfmaschine als liegende Wolf-Compound-Maschine mit hinter jedem Dampfzylinder liegenden Gebläsezylinder.

Durchmesser des Hochdruckdampfzylinders . 780 mm
„ „ Niederdruckdampfzylinders . 1200 „
„ „ Gebläsezylinders . . . . . 1500 „
Gemeinschaftlicher Hub . . . . . 1300 „

Abschlußorgane an den Gebläsezylindern — Lederklappen.

Querschnitt der Saugöffnung total 3620 cm² + 4 Segmente +

Querschnitt der Drucköffnung total 1810 cm² + 2 Segmente + (siehe Abb. 1.)

2. Einer Gebläsemaschine gleicher Anordnung wie sub 1. — die Gebläsezylinder mit Hörbiger-Ventilen ausgerüstet.

Durchmesser des Hochdruckdampfzylinders . 950 mm
„ „ Niederdruckdampfzylinders . 1400 „
„ „ Gebläsezylinders . . . . . 1800 „
Gemeinschaftlicher Hub . . . . . 1500 „
Gesamt freier Querschnitt der Saugventile . . 2160 cm²
„ „ „ „ Druckventile . 1824 „

Anordnung und Ventile selbst sind aus Abb. 2 a, 2 b, 3 a und 3 b ersichtlich.

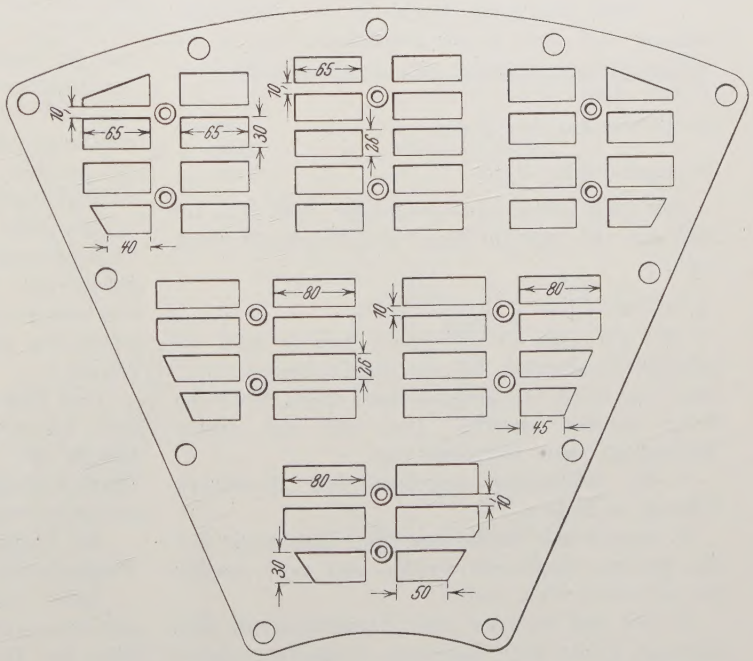

Abb. 1.

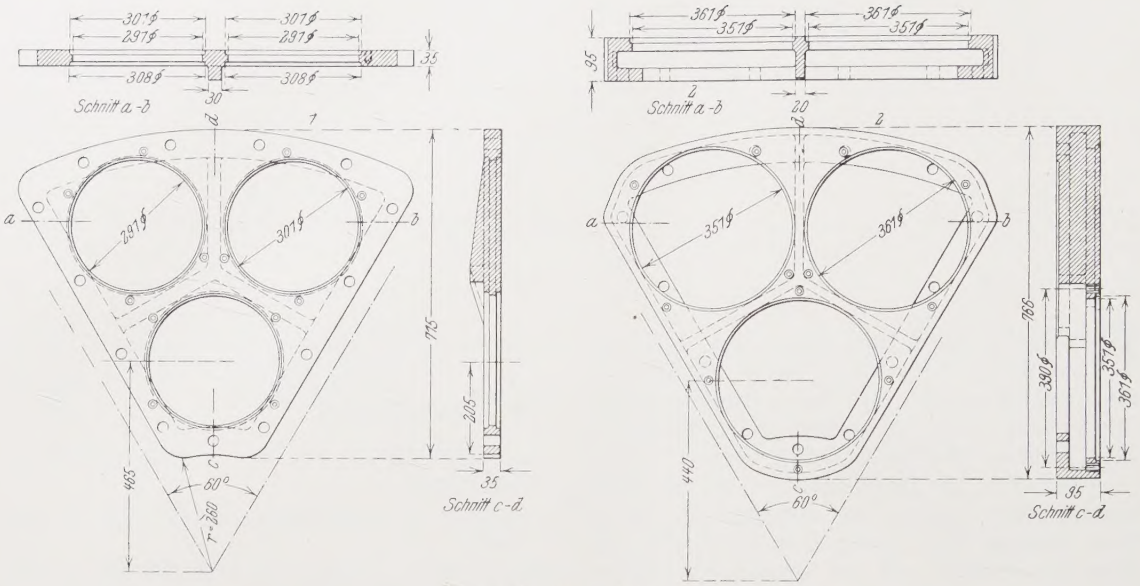

Abb. 2a und 2b.

3. Einer Gebläsemaschine gleicher Anordnung, wie sub 1. — die Gebläsezylinder mit Feder-Tellerventilen alter Konstruktion ausgerüstet.

Durchmesser des Hochdruckdampfzylinders .	900 mm
„ „ Niederdruckdampfzylinders .	1500 „
„ „ Gebläsezylinders	2000 „
Gemeinschaftlicher Hub	1500 „
Gesamt freier Querschnitt der Saugventile . .	6342 „
„ „ „ „ Druckventile .	2580 „

Anordnung und Ventile gehen aus Abb. 4 und 5 hervor.

4. Zwei Gasgebläsemaschinen — Tandemanordnung und zwar je ein Gaszylinder und je ein Gebläsezylinder, letzterer mit Southwark-Schieber (s. Abb. 6 und 7).

Durchmesser des Gaszylinders	1000 mm
„ „ Gebläsezylinders	1800 „
Gemeinschaftlicher Hub	1100 „

Der freie Luftschieberquerschnitt stellt sich auf 2724 cm² und zwar für Saug- und Druckseite gleich hoch.

b) Durchführung der Versuche.

Wie aus Abb. 8 ersichtlich, konnte man die Leitungen so schalten, daß mit einer Gebläsemaschine, bzw. von einem Gebläsehaus aus, einem Hochofen Wind gegeben wurde. Das war von großer Wichtigkeit, denn hierdurch war

1. die Möglichkeit gegeben, den Winddruck beliebig zu ändern,

2. konnte jede Gebläsemaschine unabhängig von den anderen untersucht werden und zwar jeweilig nur auf einen Ofen, und

3. ließ sich während jeder Versuchsperiode jede Störung, welche beim Begichten, Schlackenabziehen oder Abstechen des Hochofens durch Verminderung des Windwiderstandes entsteht, vermeiden.

Es bot sich ferner Gelegenheit, bei gleichem Winddruck mit verschiedenen Tourenzahlen zu arbeiten, indem mit zwei von den drei gleichen Maschinen, welche in einem Gebläsehaus standen, einem Hochofen Wind zugeführt wurde. Um nun die eine Maschine bei geringerer Tourenzahl und gleichem Druck zu indizieren, wurde die Tourenzahl der anderen erhöht oder umgekehrt.

Die angegebenen Verhältnisse gestatteten also, die Versuche für verschiedene Drücke und verschiedene Tourenzahlen durchzuführen. Allerdings könnte bei diesem Verfahren der Einwand erhoben werden, daß die Diagramme der einen Maschine durch die der anderen beeinflußt waren, doch ist im vorliegenden Falle dieser Einfluß auf ein Minimum reduziert, da die Dimensionen der Windleitungen mit in diesen eingebauten großen Windkesseln unverhältnismäßig groß sind.

Die große Anzahl der zur Verfügung stehenden Hilfsmannschaften und Apparate ermöglichte die gleichzeitige Messung an allen notwendigen Stellen, was um so wichtiger ist, als die zu gleicher Zeit gemachten Ablesungen die Durchschnittszahlen ergänzen.

Die Disposition der Hilfsmannschaften ist in Abb. 8 a angegeben und zwar bedeuten die Zahlen jeweilig die Positionen der Messenden, während figürlich aufgezeichnet ist, wo die Indikatoren angebracht waren.

Die Dampfzylinder wurden mit Maihak und die Windzylinder mit Rosenkranz-Indikatoren indiziert.

Jeder Gebläsezylinder erhielt vier Indikatoren und zwar je einen Indikator für die Deckel und Kurbelseite des Zylinders und je einen Indikator in den Druckräumen möglichst sofort hinter den Abschlußorganen, um eine genaue Druckdifferenz innerhalb

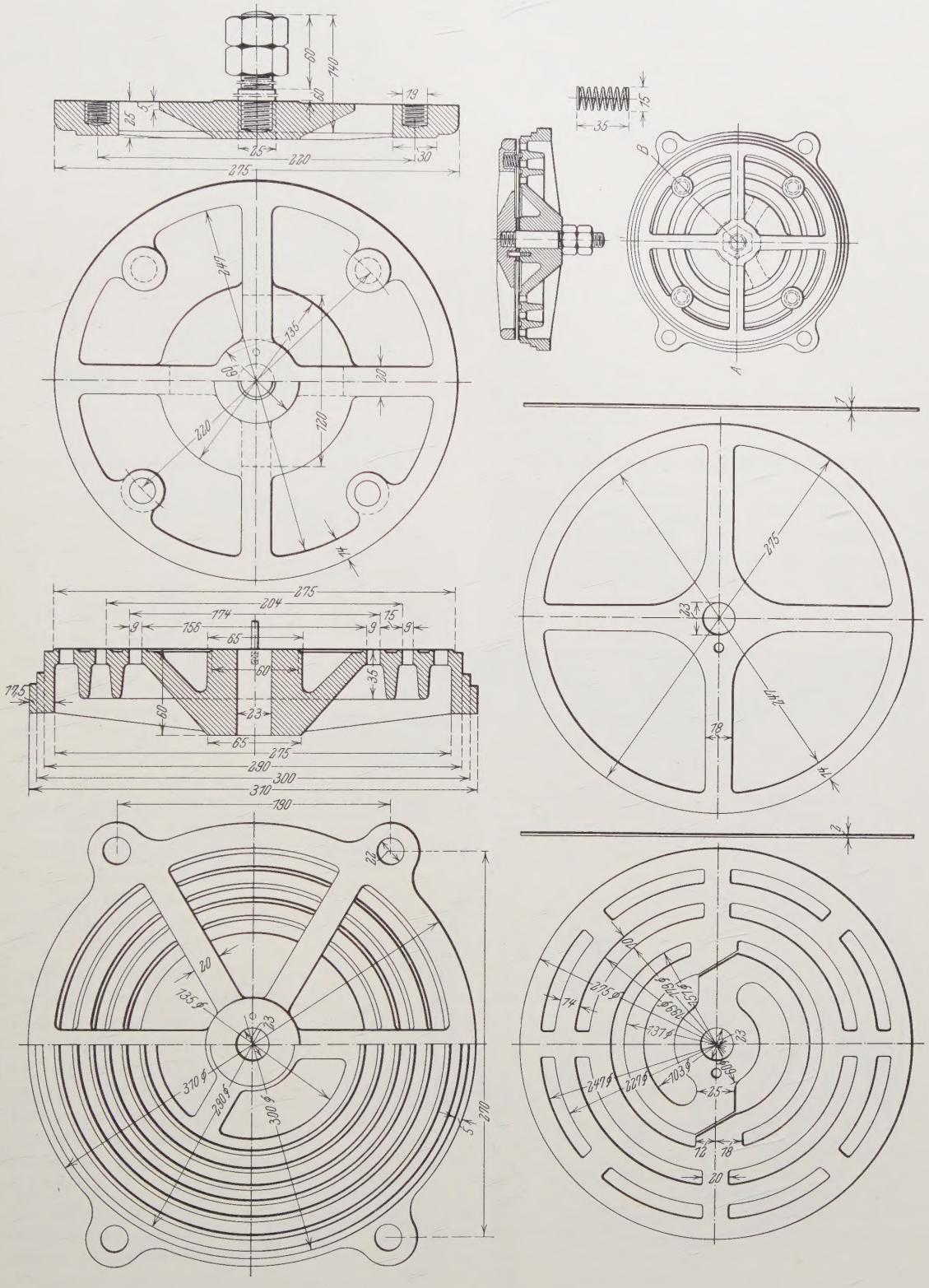
60
140
19
25
50
25
220
30
275
15
35
B
A
247
135
60
220
220
20
14
275
204
174
9
156
75
65
60
35
17,5
60
23
65
275
290
300
310
190
33
275
247
78
14
1
2
22
20
135 ϕ
33
310 ϕ
290 ϕ
300 ϕ
240
74
275 ϕ
247 ϕ
227 ϕ
103 ϕ
65
12
78
20

Abb. 3a.

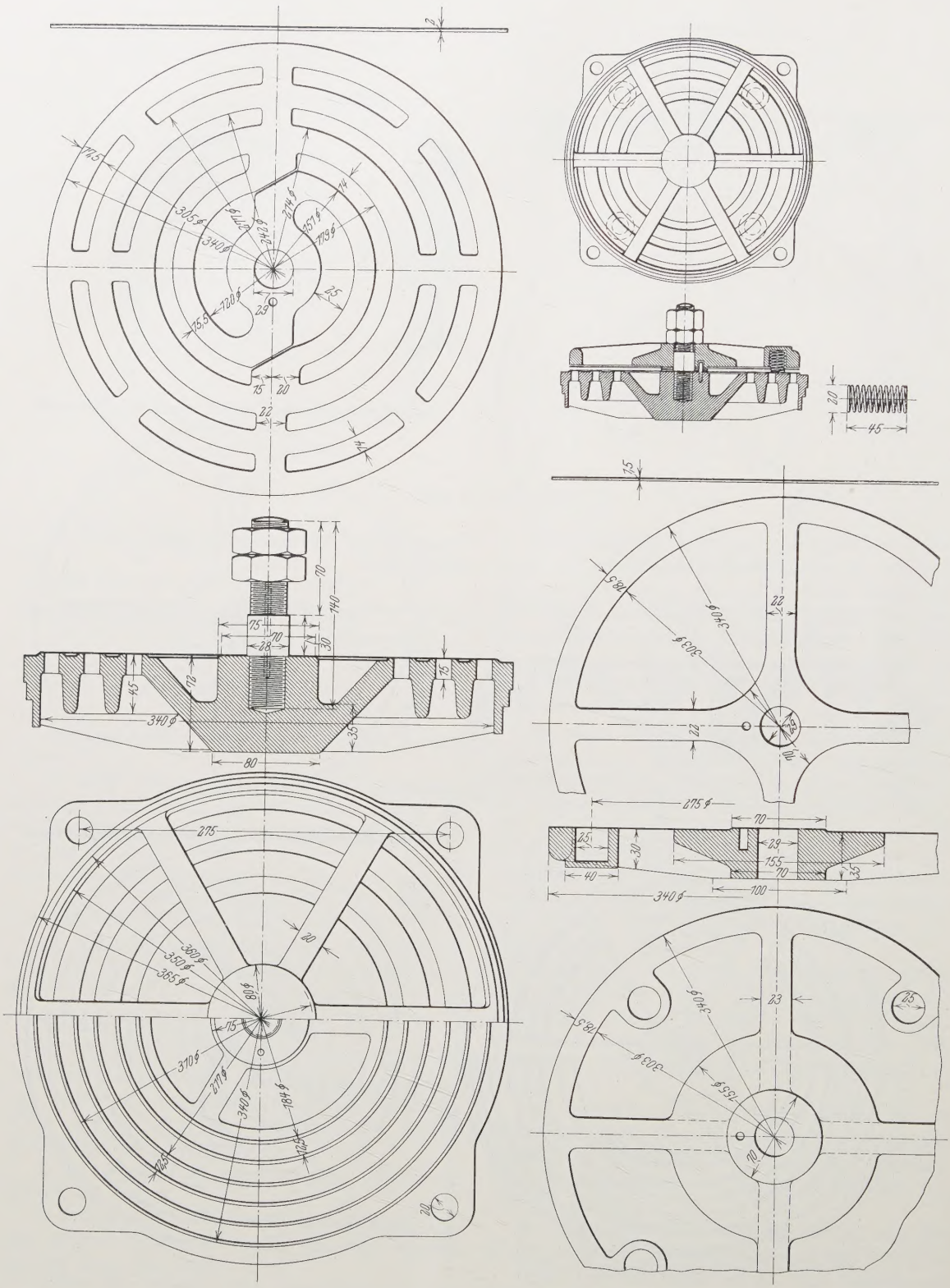
2
175
305 ϕ
340 ϕ
277 ϕ
242 ϕ
274 ϕ
251 ϕ
173 ϕ
74
120 ϕ
75,5
29
25
15
20
22
14
70
140
75
70
28
30
45
12
15
340 ϕ
35
80
275
20
300 ϕ
350 ϕ
365 ϕ
60 ϕ
75
310 ϕ
271 ϕ
340 ϕ
181 ϕ
275
20
20
20
45
75
185
340 ϕ
303 ϕ
22
22
23
12
275 ϕ
70
25
30
23
155
70
35
40
100
340 ϕ
340 ϕ
23
25
185
303 ϕ
255 ϕ
12

Abb. 3b.

und außerhalb des Zylinders zu erhalten und aus dieser die Arbeit zu bestimmen, welche zur Ueberwindung des Widerstandes beim Durchgang der Luft durch die Ventile aufgewendet werden muß.

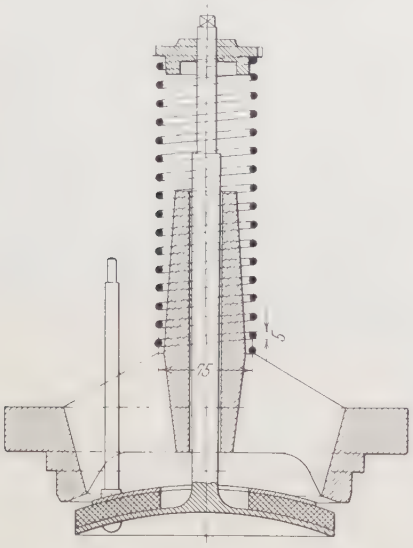

Abb. 4.

Die Drücke in den Leitungen wurden mit Manometer System Bourdon und Quecksilbermanometer gemessen, die Druckverluste in den Knie- und Bogenstücken der Leitungen mit kommunizierenden Röhren mit Wasserfüllung.

An den mit a, b, c, d, e und f bezeichneten Stellen in Abb. 8 lagen die Meßstellen für die Druckverluste in den Leitungen.

Jeder Dampfzylinder wurde mittels zweier Indikatoren gemessen. Der Zweck der Indizierung war nur die Kraftermittlung, weil von der Ermittlung des Dampfverbrauches der untersuchten Maschinen und mit Rücksicht auf mir zur Verfügung stehende Dampfverbrauchszahlen gutgehender Dampfmaschinen abgesehen wurde.

Die an den Dampfmaschinen abgenommenen Dampfdiagramme (vergl. Abb. 8 b) wurden planimetriert und zu der gefundenen Leistung die mittlere indizierte Spannung ermittelt. Zu den mittleren indizierten Spannungen berechnete ich die reduzierte Füllung, um den nutzbaren Dampfverbrauch und die Abkühlungsverluste an Hand der auch in der Literatur vorhandenen Daten zu bestimmen (s. u. A. Hrabak, Hilfsbuch für Dampfmaschinentechniker).

Ich möchte nicht unterlassen zu erwähnen, daß man dieses Verfahren nicht anwenden kann, wenn es gilt, den genauen Dampfverbrauch einer Dampfmaschine zu bestimmen. Für Erwägungen aber, bei welchen die Variation des Dampfverbrauches berücksichtigt werden soll, stellt dieses Verfahren ein empfehlenswertes Hilfsmittel dar. Es hätte auch den Rahmen dieser Arbeit überschritten, die Versuche auch auf den Dampfverbrauch auszudehnen.

Die Plätze der Hilfsmannschaften sind in Abb. 8 a mit 5, 6, 8 und 9 und die die Windzylinderdiagrammeabnahmen mit 1, 2, 3, 4, 10, 11, 12 und 13 angegeben.

Auf Platz 7 wurde der Hornsche Tachometer abgelesen, aber als Kontrolle die Touren noch mit dem Sekundometer bestimmt, was bei den verhältnismäßig geringen Tourenzahlen genaue Anhaltspunkte gibt.

Alle Messungen sowohl an der Maschine wie auch an den Leitungen wurden gleichzeitig gemacht,

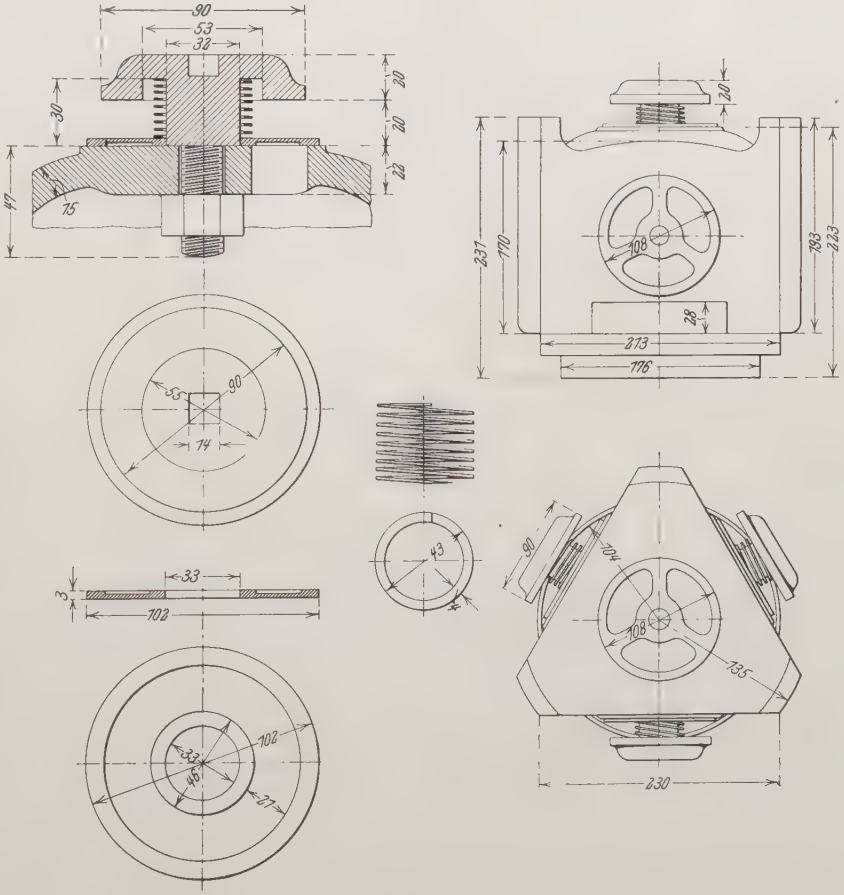

Abb. 5.

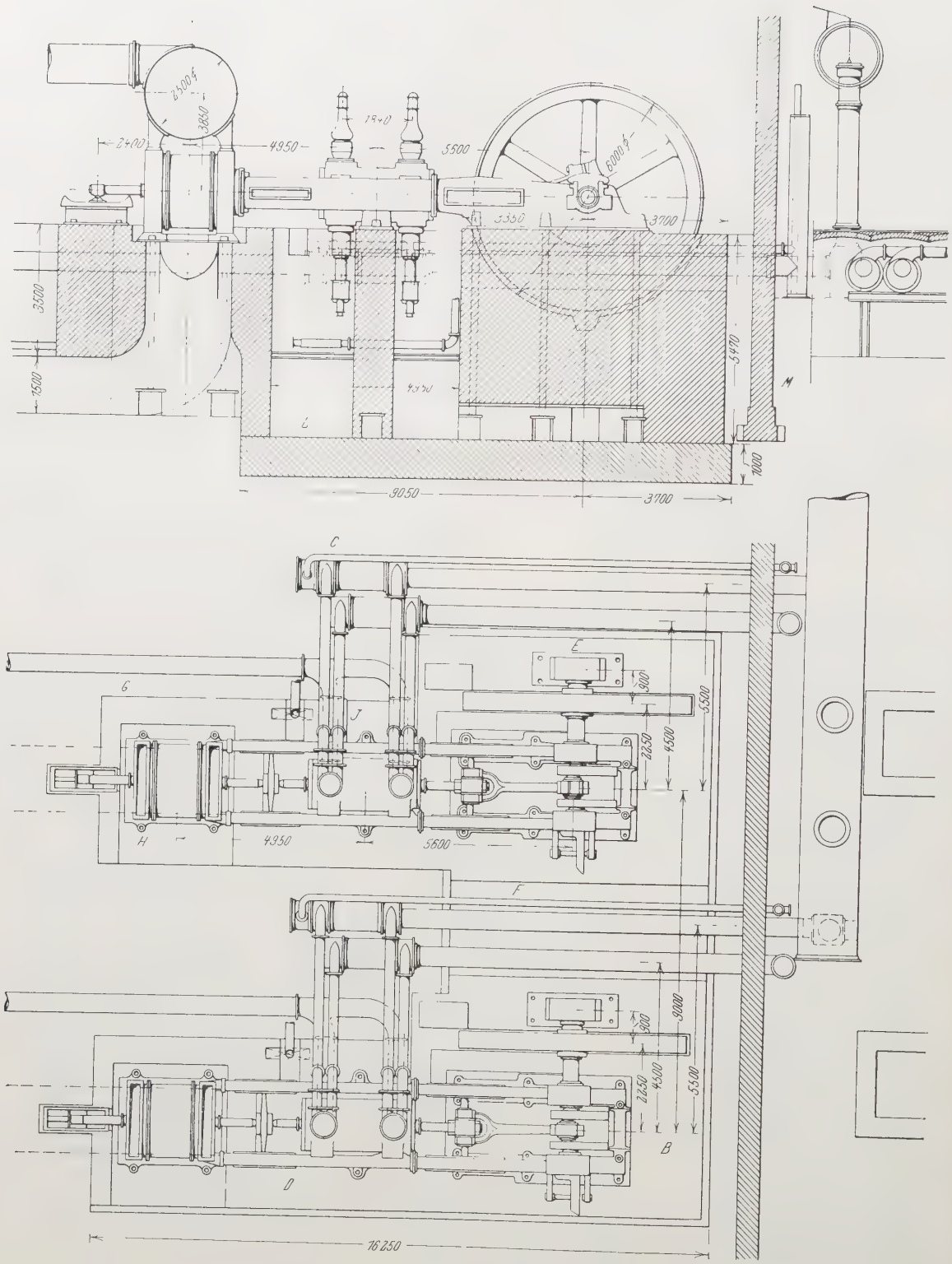
2400
3850
4950
1940
5500
6000 ϕ
3350
3700
3500
1500
5470
4970
1000
9050
3700
C
E
G
J
H
4950
5600
F
B
D
900
3500
2250
4500
3000
16250

Abb. 6.

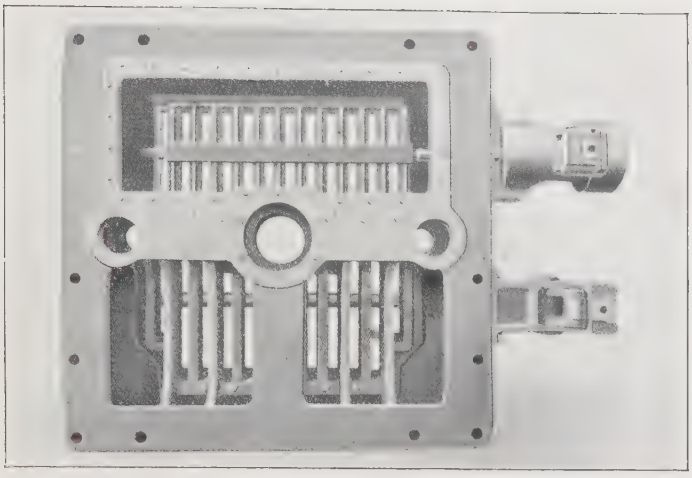

Abb. 7.

wofür ein Signal diente, und zwar das erste, um die Indikatoren in Bewegung zu setzen und die Hähne auszublasen, und das zweite, um die Diagramme abzunehmen bzw. abzulesen.

Die Ventilquerschnitte wurden aufgezeichnet und planimetriert, die Gewichte der Teile durch Wiegen bestimmt und zwar derart, daß von mehreren gleichen Stücken das Durchschnittsgewicht ermittelt wurde.

Allgemeine Betrachtungen.

Maschine 3. Dampfgebläse mit Federventilen.

Freier Querschnitt des Gebläsezylinders = 31 338 cm² — siehe graph. Tab. 9. —

Ordinate = der Kolbengeschwindigkeit und zwar 1 mm = 10 mm

Gegendruck in der Windleitung = 0,5 kg.

Kurve k = indizierte Dampfarbeit in PS Stunden 1 mm = 2 PS.

„ i = indizierte totale Windarbeit 1 mm = 2 PS.

„ g = reduzierte Füllung der Dampfmaschine 10 mm = 1 %.

„ f = Dampf per indizierte PS und Stunde bei 8 at abs. Admissionsspannung 10 mm = 1 kg.

„ d = Tourenzahl i. d. min 1 mm = 1 Umdr.

„ b = aufgewendete Arbeit in PS; im Windzylinder zur Ueberwindung der Druckarbeitswiderstände.

„ c = a + b.

„ e = Nutzeffekt in % und zwar 100 (i—c) : k 1 mm = 1 %.

„ l = Dampfverbrauch in kg f. d. Hub; 100 mm = 1 kg.

Kurve h = eine Kurve, welche ich die Charakteristik nennen möchte und zwar weil sie uns, wie später ersichtlich, angibt, welche Tourenzahl für eine gegebene Gebläsemaschine die günstigste ist.

„ h = f. k : (i—c) h = dem Verhältnis der totalen Dampfarbeit zur nutzbaren Windarbeit multipliziert mit dem Dampfverbrauch per nutzbare Windarbeit in PS an.

Eine Betrachtung der Kurven führt zu folgendem:

Bei gleicher Windleistung pro Hub wird der Aufwand an Kraft mit wachsender Kolbengeschwindigkeit größer und der Nutzeffekt c = i : k sinkt.

Die Füllung des Dampfzylinders wird, weil die Kolbengeschwindigkeit auch wächst, nicht so rasch ansteigen. Wenn auch die größere Füllung dann einen größeren nutzbaren Dampfverbrauch zur Folge hat, so werden infolge der größeren Kolbengeschwindigkeit und der größeren Füllung die Abkühlungsverluste im Dampfzylinder fallen, was den Umstand erklärt, daß im vorliegenden Falle der Dampfverbrauch f. d. PS sinkt (s. Kurve f oder l).

Mit der Vergrößerung der Kolbengeschwindigkeit werden die Widerstände des Ansaugens und Fortdrückens des Windes immer größer — ja sie wachsen schneller als die Kolbengeschwindigkeit und es folgt daraus, daß für diese Verluste mehr Dampf aufzuwenden ist.

Eine Verringerung des Dampfverbrauches f. d. PS einerseits, und anderseits größere Verluste. Es muß also eine Position geben, bei welcher für die nutzbare Windarbeit der Dampfaufwand ein Minimum ist.

Die Kurve h, wie vorhin erwähnt, gibt hierüber Aufschluß und zwar dahin, daß für diese Gebläsemaschine als günstigste Tourenzahl 30 i. d. Minute gilt, während die Maschine für 45 Touren i. d. Minute geliefert ist.

Welchen Einfluß dieser Umstand auf die Wirtschaftlichkeit der Gebläsemaschine hat, zeigt das Weitere.

Im Mittel arbeiten die Gebläsemaschinen 6500 Stunden im Jahr. Wären für eine bestimmte Zahl von Hochöfen vier solcher Gebläsemaschinen, wie eben untersucht, bestimmt, von welchen stets drei mit 40 Touren i. d. Minute im Betrieb sein sollen, so ist nach unserem Beispiel f. d. PS der nutzbaren Windarbeit der Dampfverbrauch = 12 kg, wohingegen bei 32 Touren derselbe auf 11,7 kg sinkt, d. h. 0,3 kg Dampf f. d. PS nutzbarer Windarbeit Ersparnis. Die Maschine indiziert 915 PS nutzbarer Windarbeit und bei 1 ℳ f. d. 1000 kg Dampfkosten resultiert eine jährliche Ersparnis von 0,3 . 3 . 915 . 6500 : 1000 = 5330 ℳ.

Dieser Ersparnis wird nur der Mehraufwand an Verschleiß, Schmieröl usw. gegenübergestellt, während die günstigere Ausnutzung der Kesselanlage bei geringerem Dampfverbrauch die Ersparnisse erhöht.

Maschine 2. Dampfgebläse mit Hörbiger-Ventilen (s. graphische Tab. 10).

Die Benennung der Kurven die gleiche wie für Tab. 9. Die Saug- und Druckverluste stellen sich geringer und die Kurve h, das heißt der Dampfverbrauch f. d. indizierte nutzbare Windarbeit sinkt mit zunehmender Kolbengeschwindigkeit.

Für diese Maschine wäre also durch die Saug- und Druckverluste die noch mögliche Tourenzahl der Maschine nicht begrenzt.

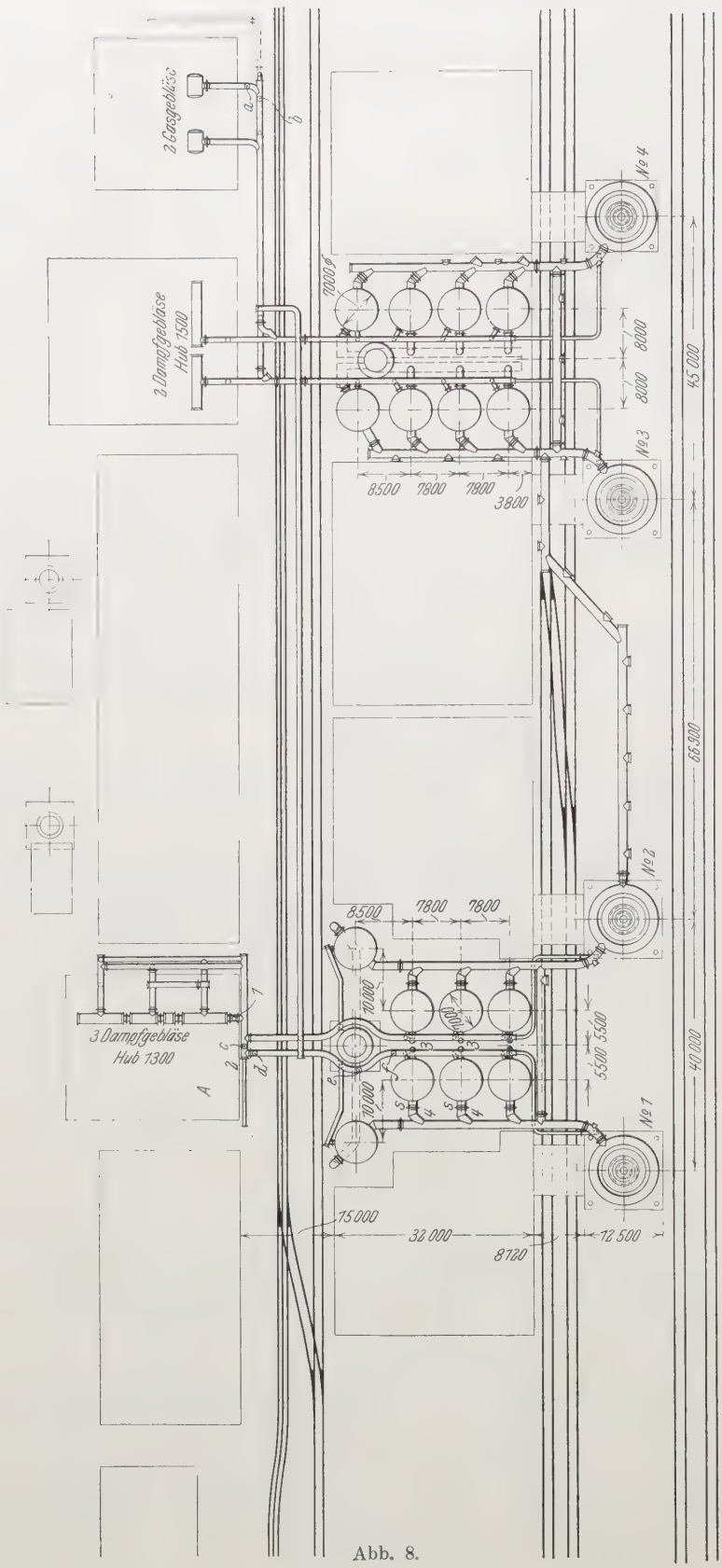

Abb. 8.

Zufällig befinden sich die eben beschriebenen zwei Maschinen in einem Maschinenhaus; anderswo würde man sonst beide Maschinen wohl mit gleicher Tourenzahl laufen lassen, wohingegen aus ökonomischen Gründen die eine Maschine mit verhältnismäßig geringer Tourenzahl und die andere mit möglichst großer Tourenzahl betrieben werden müßte.

Die graphische Tab. 11 gehört zur gleichen Maschine 2, aber bei gedrosseltem Dampf. Daß man verlustbringend arbeitet, wenn man den Kesseldampf drosselt, bevor er in den Dampfzylinder gelangt, ist wohl bekannt, es soll hier nur nochmals darauf hingewiesen werden, weil es in sehr vielen Betrieben immer noch Sitte ist, die Tourenzahl der Gebläsemaschinen mit dem Dampfabsperrschieber zu regulieren, das heißt zur Verringerung der Tourenzahl den Eintrittsdampf zu drosseln.

Wie aus der graphischen Tab. ersichtlich, stellt sich bei 20 Touren i. d. Minute der Dampfverbrauch f. d. PS indizierter nutzbarer Windarbeit ohne Drosselung auf 12,2 kg und mit Drosselung auf 13,5 kg, bei 30 Umdrehungen ohne Drosselung auf 10,9 kg und mit Drosselung auf 11,6 kg, das heißt, im ersten Falle entstehen 100 (13,8 bis 12,2) : 12,2 = 10,65 % und im zweiten Falle 100 (11,6 bis 10,9) : 10,9 = 6,42 % Mehrverbrauch an Dampf.

Maschine 1. Dampfgebläse mit Lederklappen (s. graphische Tab. 12).

Für diese Maschine gelten die gleichen Maßregeln, wie für Maschine 2; die Abschlußorgane sind von geringem Gewicht.

Auch aus der graphischen Tab. 13, in welcher der Nutzeffekt der Windzylinder aufgetragen ist, geht hervor, daß derselbe bei Maschine 1 und 2 nahezu konstant bleibt, während er bei Maschine 3 mit zunehmender Tourenzahl fällt.

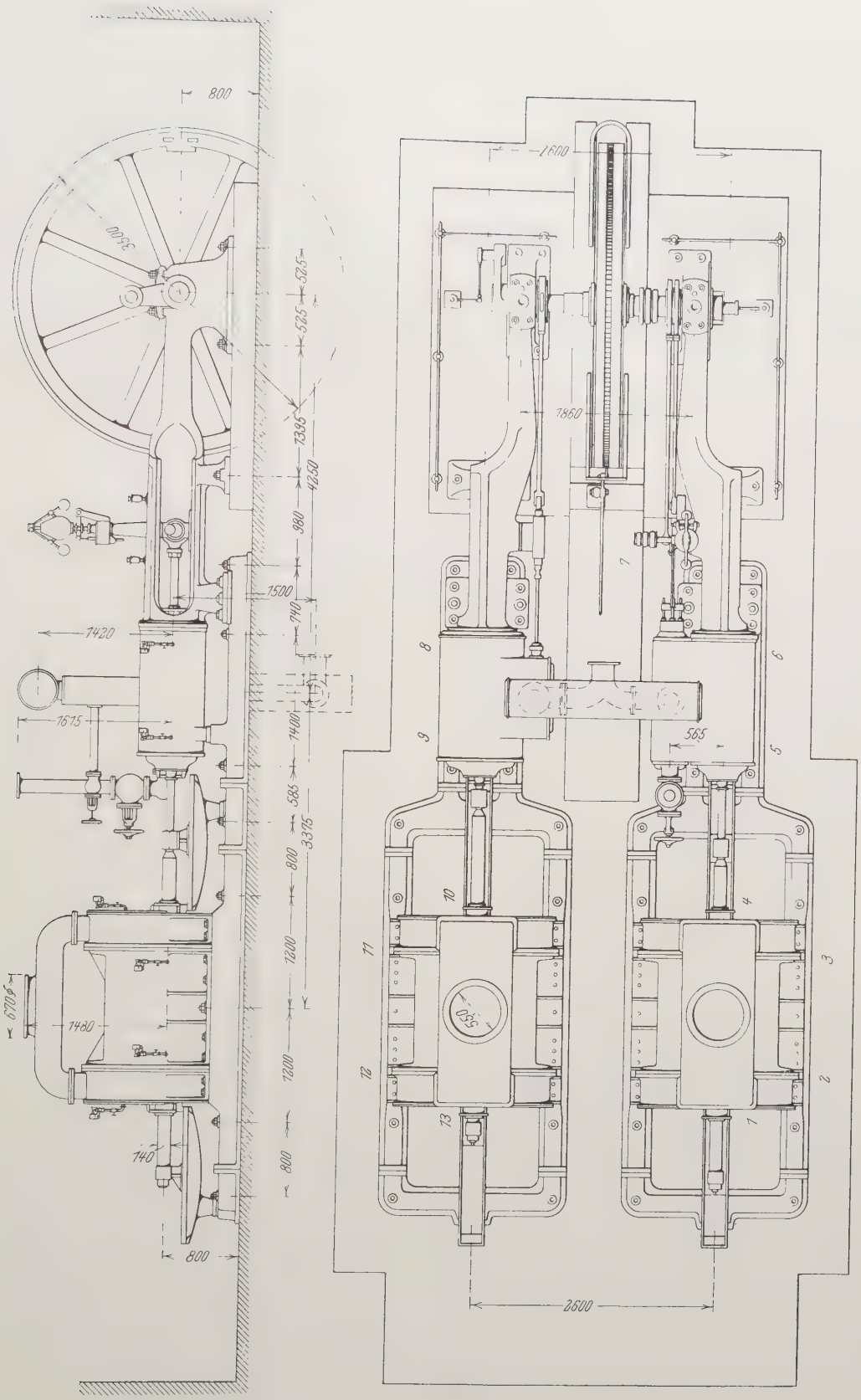
800
3500
525
525
1395
4250
980
1500
740
1420
1675
1400
585
3375
800
1200
1200
800
670
1480
140
800
1600
1860
565
650
2600
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13

Abb. 8 a.

Schieber werden an Gebläsezylindern weniger angewendet und auch mit Recht, denn die Drosselverluste fallen hier besonders ins Gewicht ebenso wie zur Bewegung der verhältnismäßig schweren Schieber nötige Kraft.

Maschine 4. Gasgebläse mit Southwark-Schieber (s. graphische Tab. 14).

Infolge der bei Gasmaschinen üblichen hohen Tourenzahl wächst der Saug- und Druckverlust ganz besonders, und trotzdem der Gasverbrauch f. d. PS bis 80 Touren i. d. Minute fällt, ergibt die h-Kurve — für diese Tabelle entspricht h dem Gaskonsum f. d. PS —, daß die für diese Maschine angegebene Tourenzahl von 70 bis 80 i. d. Minute nicht angewendet werden soll, sondern daß das

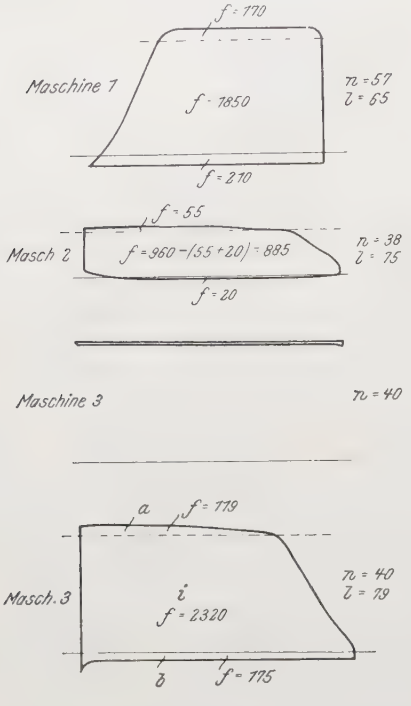

Abb. 8 b.

Minimum des Gasverbrauches f. d. indizierte nutzbare Windleistung bei 62 Touren i. d. Minute liegt. Wären die Gebläsezylinder dieser Maschine mit leichten Tellerventilen ausgestattet, so könnte die Tourenzahl wie angegeben auch innegehalten werden und die Ersparnis an Gas wäre verhältnismäßig groß.

Bestimmung der Saug- und Druckverluste der Gebläsezylinder.

Die in der Literatur zur Berechnung der Saug- und Druckverluste der Gebläsemaschinen angegebenen Daten lassen sich durch Nachstehendes ergänzen (s. graphische Tab. 15).

Die zur Ueberwindung der Saug- und Druckwiderstände nötige indizierte Arbeit wurde aus den Diagrammen der Gebläsezylinder bestimmt. Die Fläche des Diagramms unter der atmosphärischen Linie gibt den Arbeitsaufwand zur Ueberwindung der Saugwiderstände an, wohingegen die Fläche der Diagramme über der Drucklinie, welche hinter den Druckventilen abgenommen wurde, zur Berechnung der zur Ueberwindung der Druckverluste nötigen

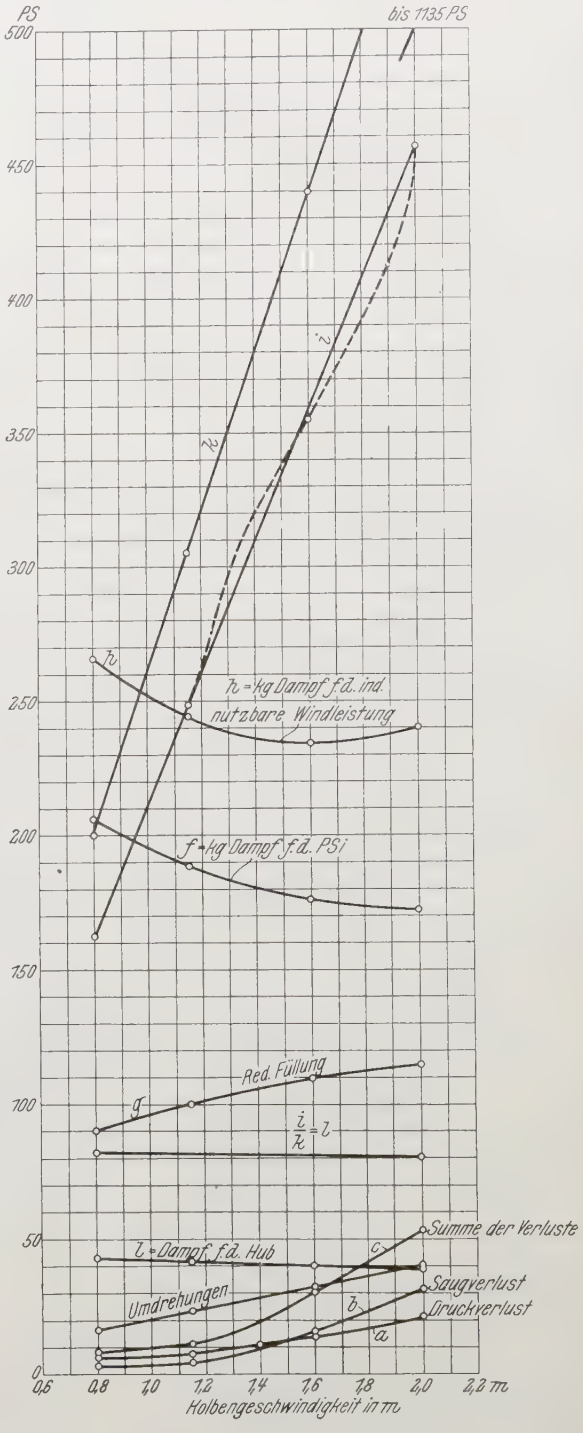

Abb. 9.

Arbeit verwendet wurde. Aus dem zur Ueberwindung der Verluste nötigen Arbeitsaufwand berechnet sich der hieraus resultierende Druck in Kilogramm f. d. cm² freien Ventilquerschnitt. Zweckmäßig reduziert man auf den Ventil- und nicht auf den Zylinderquerschnitt, weil dadurch ein klareres Bild der Verhältnisse sich ergibt.

Nach Möglichkeit wurden die Diagramme, welche auf Undichtigkeit der Ventile schließen lassen, ausgeschaltet, da es nicht möglich ist, jedes Diagramm bei gleichzeitigem Abschluß aller Ventile, weil diese nicht zwangläufig und leicht hängen bleiben oder nicht ruhig sitzen bleiben, abzunehmen. Etwaige übersehene Ungenauigkeiten wurden bei der Korrektur der Kurven aufgehoben.

Die Ordinaten der verschiedenen Kurven stellen die Drücke f. d. cm² freien Ventilquerschnitt dar,

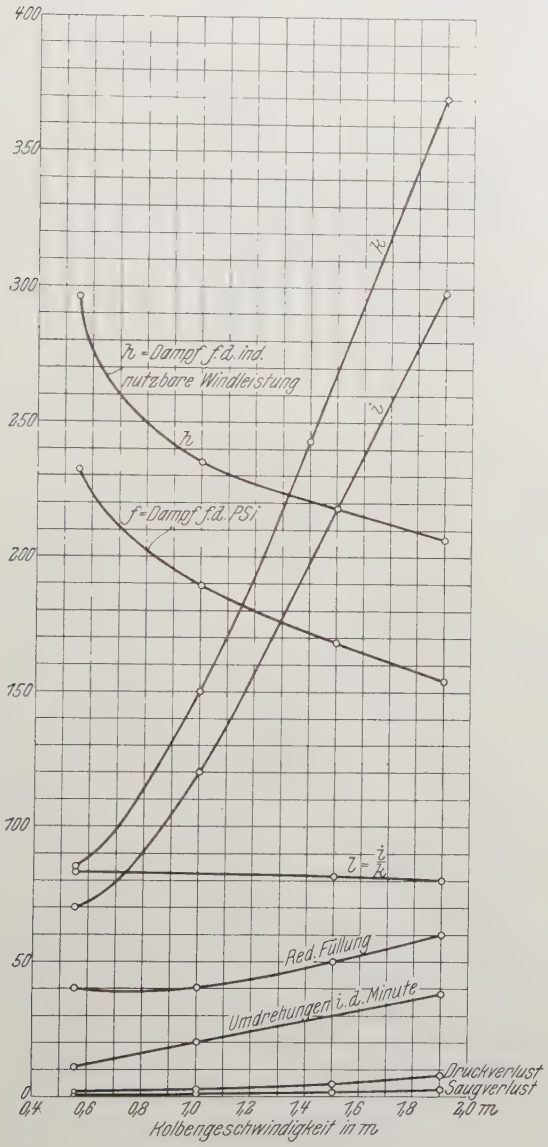

Abb. 10.

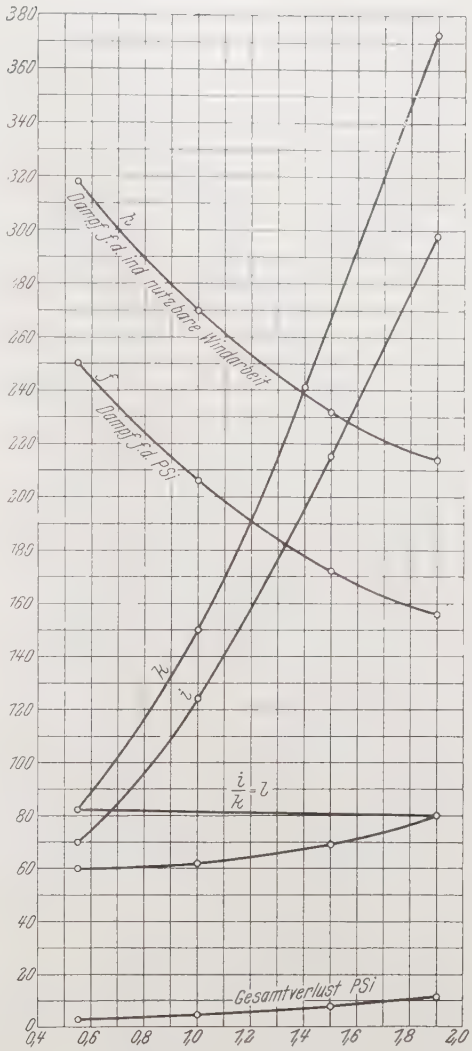

Abb. 11.

welche zur Ueberwindung aller Widerstände beim Durchgang der Luft durch die Ventile nötig sind, während die Abszissen die Windgeschwindigkeiten in Metern i. d. Sekunde angeben.

Maßstab für die Ordinaten 0,1 kg = 40 mm und für die Abszissen 1 m = 10 mm.

Betrachten wir nun diese Kurven näher, so finden wir, daß einzelne von ihnen rascher ansteigen als die anderen. Da zu einer Windgeschwindigkeit verschiedene Ordinaten vorhanden sind, so kann die Ursache hierfür nur darin bestehen, daß noch eine Kraft in Betracht kommt, die zur Ueberwindung des Widerstandes aufgewendet wird, der abhängig ist vom Gewichte des Ventiles, weil sonst alle Verhältnisse nahezu gleich sind. Da diese Gewichte bewegt werden, so kann dieser Einfluß, da das Gewicht des Ventiles an und für sich bei der Widerstandsberechnung berücksichtigt wurde, nur von der Beschleunigung der Massen der Ventile abhängig sein.

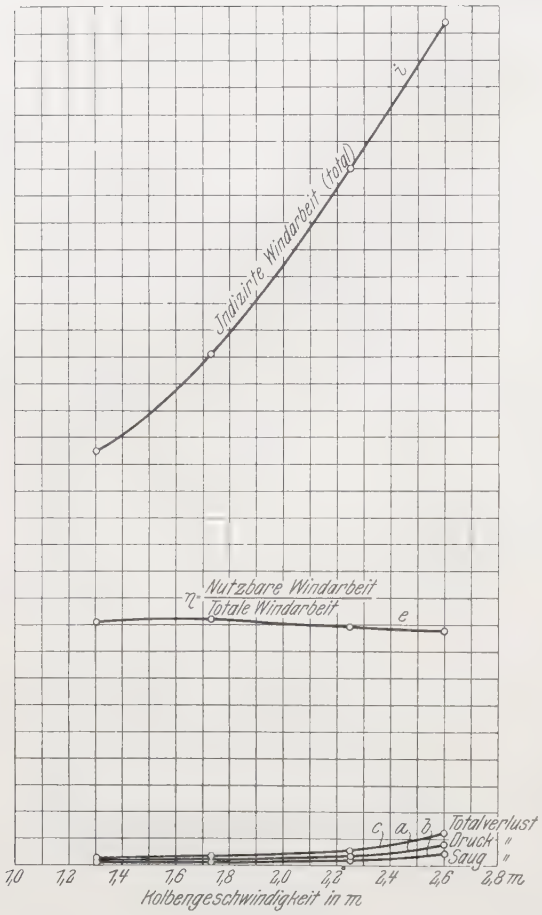

Abb. 12.

Die Gewichte der einzelnen Ventile stellen sich, wie folgt:

	Saugventil	Druckventil	
Maschine 3	0,0198	0,00382	kg/cm²
„ 2	0,003	0,003	„

d. h. Gewicht des Ventiles f. d. cm² freien Ventilquerschnitt.

Der Gesamtwiderstand beim Durchgang der Luft durch die Ventilöffnungen setzt sich zusammen aus:

p_g = Gewicht des Ventils inklusive Feder, d. h. Gewicht aller beim Oeffnen des Ventiles beweglichen Teile desselben.

p_b = eine noch zu bestimmende Größe, welche zur Be- schleunigung des Gewichtes p_g dient.

p_f = der zur Ueberwindung der Federkraft nötige Druck.

p_d = der zur Ueberwindung des Durchgangswiderstandes nötige Druck.

p_x = eine noch zu bestimmende Größe, welche abhängig von dem Einbau der tVentile selbst ist, weil Venile, wie in Abb. 5 eingebaut, durch den Einbau selbst mehr Widerstand bieten, als solche, die im Windzylinderdeckel sitzen.

Ermittlung der Größen p_b — p_x auf Grund der erhaltenen Versuchsresultate.

Eine theoretische Entwicklung einer Formel zur Bestimmung dieser Größen dürfte ausgeschlossen erscheinen, es genügt aber für die Praxis auch, eine empirische Formel aufzustellen, aus welcher leicht und schnell Werte gefunden werden, die den aus den Versuchen ermittelten entsprechen.

Die Form der Kurven führt uns zur Annahme, daß eine Gleichung $y^n = 2p_x$ diesen Genüge leisten wird, was bei $n = 4$ und einem Parameter $2p = 1 : p_g^{\frac{5}{2}}$ auch geschieht. Unter Berücksichtigung dessen, daß die Ordinaten gleich der Windgeschwindigkeit im freien Ventilquerschnitt sind und die Abszissen die Größe p_b darstellen, erhält die Gleichung eine Form:

$$v^4 = p_b : p_g^{\frac{5}{2}} \text{ oder } p_b = v^4 \cdot p_g^{\frac{5}{2}}$$

welche, wie später gezeigt wird, allen Versuchsresultaten entspricht.

p_f Für ausgeführte Anlagen wird es ziemlich schwer, das Zusammendrücken der Federn zu bestimmen, weil es kaum zwei Federn an einer Maschine gibt, welche um den gleichen Wert zusammengedrückt werden. Es empfiehlt sich, den maximalen Hub zu begrenzen und mit dieser Hubhöhe als die Größe, um welche die Feder zusammengedrückt wird, zu rechnen.

p_d Hierfür finden wir in der Literatur genügend Werte, nur wäre vorzuschlagen, sowohl für Saug- als Druckventile p_d gleichzunehmen, und wenn man berücksichtigt, daß die Hochofengebläsemaschine

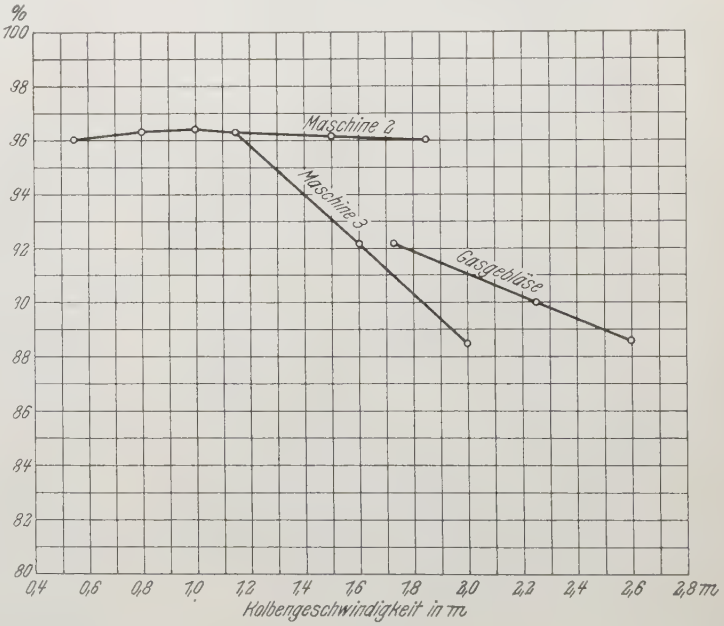

Abb. 13.

durchschnittlich mit 0,4 bis 0,7 kg Ueberdruck arbeitet, so dürfte dieser Vorschlag annehmbar sein.

$$p_d = p\ (1 - \mu^2) : \mu^2, \text{ worin}$$
$$(1 - \mu^2) : \mu^2 = 0{,}082 \text{ ist.}$$

μ = Eintrittskoefficient, p = Winddruck (siehe Ihering, „Die Gebläse", Seite 584).

Anwendung der Betrachtungen.

Als Antriebsmaschinen kommen bei den Hochofengebläsemaschinen Dampf- und Gasmaschinen in Frage.

Es fällt nicht in den Rahmen dieser Arbeit, näher auf den ökonomischen Betrieb der Antriebsmaschinen einzugehen, ich möchte aber doch nicht versäumen, auf meine Arbeit „Was beeinflußt die Kosten der Dampfkraft", Z. d. V. d. I. 1906, S. 606, hinzuweisen, weil darin manches sich vorfindet, was in der Praxis weniger beachtet wird, aber auf die Oekonomie des Betriebes von nicht geringem Einfluß ist.

Bestimmung der Verluste der Maschine 3.

Abb. 4 zeigt das Saugventil dieser Maschine, von welchen 21 vorhanden sind. Das Gesamtgewicht der Ventile ergab durch Wiegen 126 kg.

Freier Querschnitt der Saugventile = 6342 cm², d. i. $126 : 6342 = 0{,}0198$ kg/cm² = p_g.

Für eine Windgeschwindigkeit von 8 m wird $p_b = 8^4 \cdot \sqrt[5]{0{,}0198^2} = 0{,}253$.

$p_f \quad f = 64 \cdot \mu \cdot r^3 \cdot p : d^4 \cdot g$

$\mu = 15$
$r = 3{,}75$
$d = 0{,}5$
$g = 750\,000$

$p = 15 \cdot 0{,}5^4 \cdot 750\,000 : 64 \cdot 15 \cdot 3{,}75^2 = 13{,}9$ kg und f. d. cm² freien Ventilquerschnitt

$13{,}9 \cdot 21 : 6342 = 0{,}046 = p_f$

$p_d = p\ (1 - \mu^2) : \mu^2 = 0{,}082 \cdot 0{,}5 = 0{,}041$

(0,5 at Ueberdruck in der Leitung).

Der zur Ueberwindung der Widerstände errechnete Druck wäre $p_g + p_b + p_f + p_d = 0{,}0198 + 0{,}253 + 0{,}046 + 0{,}041 = 0{,}3598$.

Um die Größe p_x zu erhalten, setzen wir v = 0, dann wird $p_b = 0$, $p_d = 0$ und $p_g = 0{,}0198$, $p_f = 0{,}046$ und $p_g + p_b + p_f + p_d = 0{,}0198 + 0{,}046 = 0{,}0658$.

während in der Kurventafel (bei Verlängerung der Kurve der Saugventile) wie für den Gesamtwiderstand 0,1 finden.

Es entspricht also $p_x = 0{,}1 - 0{,}0658 = 0{,}0342$.

Diesen Wert, welcher die Summe vieler Widerstände angibt, die schwer auseinander zu halten sind, zählen wir zu den oben gefundenen Werten zu und wir erhalten

$$0{,}0198 + 0{,}253 + 0{,}046 + 0{,}041 + 0{,}0342 = 0{,}394 \text{ kg}$$

als nötigen Gesamtdruck f. d. cm² freien Ventilquerschnitt zur Ueberwindung aller Widerstände, während aus der Kurventafel hierfür 0,4 kg abgelesen wird.

Druckverluste der Maschine 3.

$p_g = 0{,}00382$.

p_b bei v = 20 met. $p_b = 20^4 \cdot \sqrt[5]{0{,}00382^2} = 0{,}1443$

$p_f \quad f = 7{,}2\ \pi\ n.\ r^3\ (b^2 + h^2) \cdot p : b^3 \cdot h^3 \cdot g$.

$\mu = 9 \qquad r = 1{,}91 \qquad b = 0{,}4$

$h = 0{,}1 \qquad g = 750\,000$, so wird bei f = 1,7

p = 0,375 kg . d. i.

per cm² freien Ventilquerschnitt = 0,00815 = p_f

$p_d = 0{,}082 \cdot 0{,}5 = 0{,}041$

Für v = 0 wird $p_b = 0$, $p_d = 0$ und $p_g = 0{,}00382$

$p_f = 0{,}00815$

$p_g + p_b + p_f + p_d = 0{,}00382 + 0 + 0{,}00815 + 0 = 0{,}01197$,

während die Kurve der Versuchsresultate den Wert 0,3125 angibt, also hier wird $p_x = 0{,}3125 - 0{,}01197$

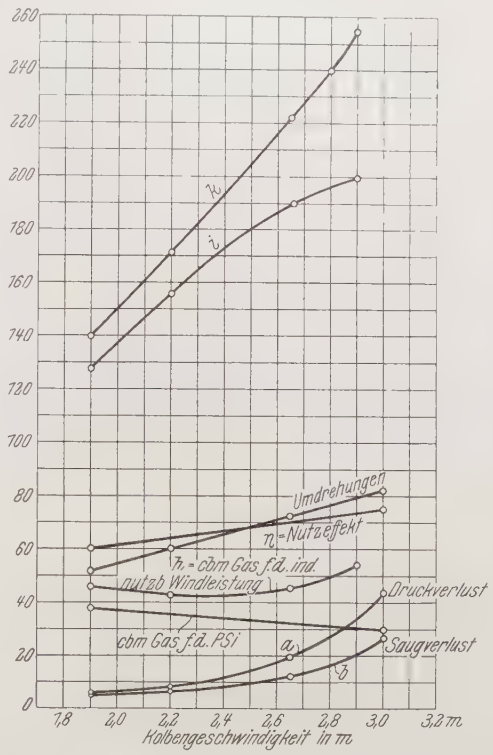

Abb. 14.

$= 0{,}30053$. Daß p_x hier größer werden muß als bei den Saugventilen, liegt klar auf der Hand, da der Einbau dieser Ventile als minderwertig zu bezeichnen bleibt.

Maschine 2.

Aus den hier gewonnenen Daten können Schlußfolgerungen für alle Ventile gemacht werden, bei deren Bau die Abschlußplatte selbst als Feder ausgebildet ist. Es kann entweder die Federkraft vernachlässigt und das Gewicht berücksichtigt werden oder umgekehrt. Vernachlässigen wir die Federkraft, so erhalten wir für

$p_g = 0{,}003$ (durch Abwiegen bestimmt) und bei v = 14

$p_b = 14^4 \cdot \sqrt[5]{0{,}003^2} = 0{,}0185$. $p_d = 0{,}082 \cdot 0{,}5 = 0{,}041$

$p_f + p_g + p_b + p_d = 0 + 0{,}003 + 0{,}0185 + 0{,}041 = 0{,}0625$

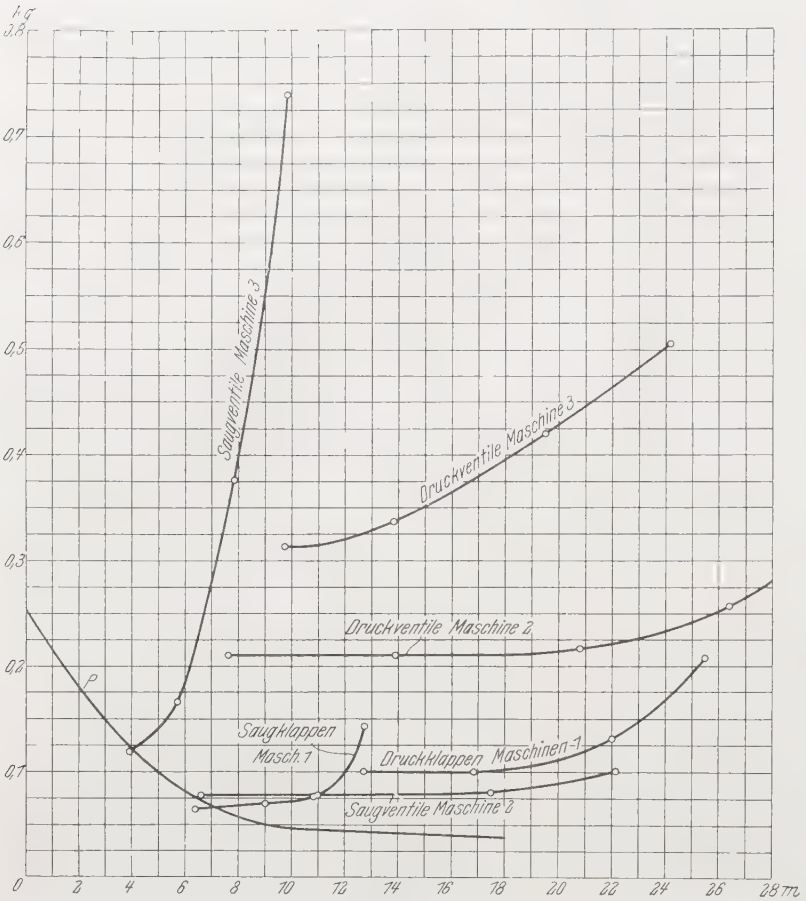

Abb. 15.

und bei v = o wird

$$p_f + p_g + p_b + p_d = 0 + 0{,}003 + 0{,}041 = 0{,}044,$$

während die Kurve der Versuchsresultate 0,205 angibt, also hier wird für die Druckseite

$$p_x = 0{,}205 - 0{,}044 = 0{,}161$$

und für die Saugseite

$$p_x = 0{,}076 - 0{,}044 = 0{,}032$$

(0,076 wurde aus der Kurve der Versuchsresultate der Saugseite bei v = 0 entnommen).

Der Gesamtwiderstand für die Saugseite wird nun

$$0{,}032 + 0{,}0626 = 0{,}0945$$

und für die Druckseite

$$0{,}161 + 0{,}0625 = 0{,}2235.$$

Daß p_x für Druck- und Saugseite verschieden ist, liegt am Einbau der Ventile, wohingegen das p_x der Saugseite der Maschine 2 = 0,032 und das p_x der Saugseite der Maschine 3 = 0,0342 nahezu gleich sind, war zu erwarten, da der Einbau der Ventile sich nicht unterscheidet.

Druckverluste in den Leitungen.

Wie aus Abb. 8 ersichtlich, war eine besondere Gelegenheit geboten, die Druckverluste an Krümmern von 90° und 135° sowie scharfen Winkelstücken von 90° in der Windleitung zu untersuchen.

Die Resultate dieser Messungen sind in graphischer Tab. 16 angegeben und zwar die Druckverluste in Millimeter Wassersäule bei verschiedenen Drücken.

Die Versuche wurden so durchgeführt, daß der Wind eines der Gebläse im Gebläsehaus A durch die Leitungen den Weg 1, 2, 3, 4, 5 nahm, um den Hochofen 1 zu erreichen.

Alle Nebenleitungen waren abgesperrt.

Um die Verluste in den Krümmern von 90° zu bestimmen, arbeitete das Gasgebläse allein auf den Ofen 4. (Abb. 16.)

Wie aus den Kurven ersichtlich, sind die Verluste an einem Krümmer von 90° gleich den Verlusten von zwei Krümmern von 135°, allerdings ist der Durchmesser der Leitung zwischen e und f also bei den Krümmern von 135° gleich 0,25 des Krümmungshalbmessers, während bei den Krümmern von 90° der Durchmesser der Leitung gleich 0,5 des Krümmungshalbmessers ist.

Das Kniestück mit scharfem Winkel zeigt erhebliche Verluste; es kann deshalb nicht genug beim Entwurf von Windleitungen auf diese Verluste aufmerksam gemacht werden.

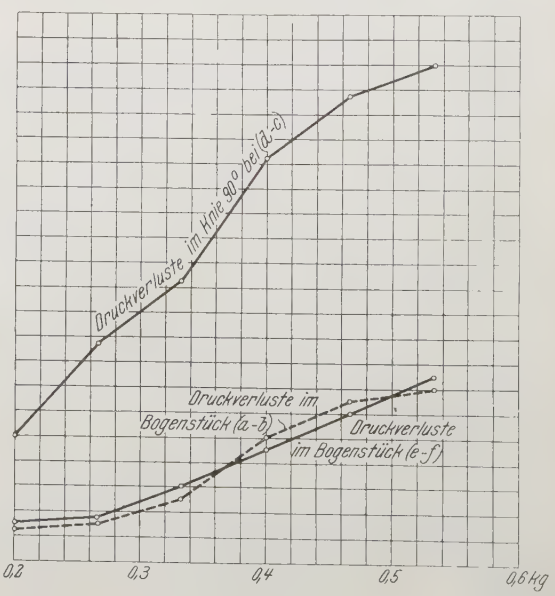

Abb. 16.

Besondere Beachtung verdienen noch die Verluste an den Schiebern gewöhnlicher Bauart. (Abb. 17.)

Bei allen diesen Verlustbestimmungen wurde das Beschicken und Schlackenablassen der Oefen vermieden, um diese Einflüsse auszuschließen.

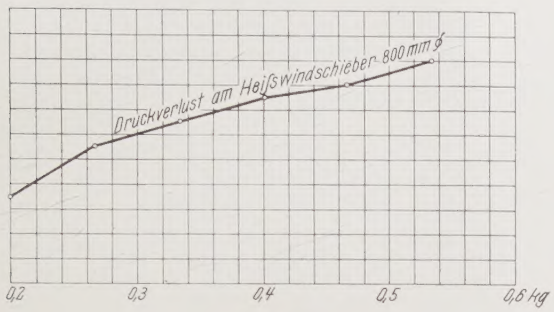

Abb. 17.

Zusammenfassung.

Es wurde ein Beitrag zur Frage der Druckverluste in den Hochofengebläsemaschinen geliefert dahingehend, daß

1. unter Berücksichtigung des Umstandes, daß die Leistung der Gebläse stark von der Bauart der Ventile abhängt, ein Verfahren angegeben wird, um die für den ökonomischen Betrieb günstigste Tourenzahl einer Gebläsemaschine zu ermitteln,
2. daß zweckmäßig die bisher übliche Berechnung der Widerstände durch die ermittelte empirische Formel $v^4 = p_b : p_g^{\frac{5}{2}}$ zur Berechnung des Widerstandes, welcher zur Beschleunigung der Massen eines Ventiles nötig ist, ergänzt wird.
3. daß es zweckmäßig ist, scharfe Kniee in den Leitungen zu vermeiden, da die hier entstehenden Druckverluste besonders stark in die Erscheinung treten.

Herrn Professor Oskar Simmersbach in Breslau, der mir die Anregung zu der vorliegenden Arbeit gab und mich bei der Ausarbeitung derselben mit seinem Rat unterstützte, spreche ich meinen verbindlichsten Dank dafür aus; desgleichen der Direktion der Donetz-Jurjewkaschen Hüttenwerke, insbesondere Herrn Direktor Jourjon und Herrn Hochofenchef Kopia, welche mir die Durchführung der Versuche ermöglichten.

Lebenslauf.

Ich, HINKO FISCHER, bin am 13. Dezember 1868 zu Probitz in Mähren geboren. Nach Absolvierung des Königlichen Gymnasiums in Agram, mit dem Zeugnis der Reife, genügte ich meiner militärischen Pflicht als Einjährig-Freiwilliger bei der Kaiserl. und Königl. Kriegsmarine. Hierauf widmete ich mich an den Technischen Hochschulen zu Karlsruhe und zu Stuttgart neun Semester dem Studium des Maschinen-Ingenieurwesens, um dann bei den nachstehenden zehn Maschinenfabriken und Hüttenwerken praktische Stellungen zu übernehmen:

1. Generaldirektion der Königl. Württemb. Staatseisenbahnen,
2. C. Haushahn, Maschinenfabrik, Stuttgart,
3. Maschinenfabrik Eßlingen,
4. Maschinenfabrik Klein, Schanzlin & Becker, Abt.: Condens.-Bau, Frankenthal,
5. Oberschlesische Kesselwerke, Gleiwitz,
6. Fitzner & Gamper, Sosnowice,
7. King & Co., Zürich-Wollishofen,
8. Röhrenwerke Herrenhütte, Nürnberg,
9. Usine de la Mer Noire Nicolaieff,
10. Stahlwerk Boecker & Co., Libau.

Zurzeit bin ich Oberingenieur der Donetz-Jurjewka-Hüttenwerke in Jurjewski-Sawod. Am 17. April 1912 bestand ich an der Königlichen Technischen Hochschule zu Breslau die Diplomingenieurprüfung in der Fachrichtung für Eisenhüttenwesen mit dem Prädikat „mit Auszeichnung“.